

(19)대한민국특허청(KR) (12) 공개특허공보(A)

(51) 。 Int. Cl.⁷
F04B 39/00

(11) 공개번호 10-2004-0073268
(43) 공개일자 2004년08월19일

(21) 출원번호 10-2003-0096671
(22) 출원일자 2003년12월24일

(30) 우선권주장 JP-P-2003-00033377 2003년02월12일 일본(JP)

(71) 출원인 마츠시타 덴끼 산교 가부시키가이샤
일본 오오사카후 가도마시 오오아자 가도마 1006

(72) 발명자 고지마다케시
일본가나가와켄요코하마시미나미쿠무츠카와1-106-1-606

가키우치다카시
일본가나가와켄야마토시츄오5-6-24-엘엠403

가와바타히로타카
일본가나가와켄후지사와시젠교자카1-1-41-308

나가오다카히데
일본가나가와켄후지사와시가와나831-1-1004

츠보이고스케
일본가나가와켄시가사키시무로타2-1-44-비-102

아카시히로나리
일본가나가와켄시가사키시히시누마2-9-11-202

가타야마마코토
일본가나가와켄시가사키시엔조1-15-35

구보타아키히코
일본가나가와켄시가사키시미도리가하마10-20

(74) 대리인 김창세

심사청구 : 없음

(54) 전동 압축기

요약

본 발명의 전동 압축기는 고정자와 회전자로 이루어지는 전동기부와, 이 전동기부에 의해 구동되는 압축 기구부와, 이것들을 수납하는 밀폐 용기로 구성된다. 압축 기구부는 압축실과 피스톤을 구비한 실린더 블록을 갖고, 이 피스톤을 구동하기 위한 회전자에 직결된 샤프트가, 메인 베어링과 서브 베어링과 인보드로 지지되어 있다. 따라서 샤프트의 경사를 방지할 수 있고, 동시에 슬라이딩 손실이나 소음의 저감을 도모할 수 있다. 이로써, 전체 높이가 낮고, 고효율로 신뢰성이 높은 전동 압축기를 제공할 수 있다.

대표도

도 1

명세서

도면의 간단한 설명

도 1은 본 발명의 제 1 실시예에 의한 전동 압축기의 종단면도,
도 2는 본 발명의 제 2 실시예에 의한 전동 압축기의 종단면도,
도 3은 본 발명의 제 3 실시예에 의한 전동 압축기의 종단면도,
도 4는 본 발명의 제 4 실시예에 의한 전동 압축기의 종단면도,
도 5는 종래의 전동 압축기의 종단면도.

도면의 주요 부분에 대한 부호의 설명

101 : 밀폐 용기 102, 302 : 압축 기구부

103, 203, 303, 403 : 전동기부 104 : 샤프트

105, 305 : 실린더 블록 106, 306 : 보어부

107 : 실린더 108 : 커넥팅 로드

109 : 피스톤 111 : 급유 기구

110 : 압축실 113, 213 : 고정자

114, 214, 314, 414 : 회전자 116 : 주축부

117 : 편심 축부 118 : 부축부

120, 130 : 메인 베어링 121 : 서브 베어링

발명의 상세한 설명

발명의 목적

발명이 속하는 기술 및 그 분야의 종래기술

본 발명은 냉동 냉장 기기나 공기 조절 기기 등에 사용되는 전동 압축기에 관한 것이다.

최근, 가정용 냉동 냉장고 등의 냉동 장치에 사용되는 전동 압축기에 대해서는, 소비 전력의 저감을 위해서, 윤활유의 저 점도화나 인버터 구동, 동기 모터의 채용에 의한 고효율화가 진행되고 있다. 또한, 냉동 냉장고의 용적 효율을 높이기 위해서, 보다 조밀한 압축기가 요구되고 있다.

종래의 전동 압축기로는, 효율을 개선하기 위해서 고정자와 메인 베어링을 개선한 것이 있고, 예컨대 일본 공개 특허 출원 제 2001-73948호 공보에 개시되어 있다.

도 5는 이러한 종래의 전동 압축기의 종단면도이다. 도 5에 있어서, 전동 압축기의 밀폐 용기(1)는 바닥부에 윤활유(12)를 저류하는 동시에, 고정자(13) 및 회전자(14)로 이루어지는 전동기부(3)와 이것에 의해 구동되는 압축 기구부(2)를 수용하고 있다.

다음에 압축 기구부(2)의 상세한 설명을 이하에 나타낸다. 압축 기구부(2)를 구성하는 대략 원통형의 실린더(7)를 형성한 실린더 블록(5)에는, 샤프트(4)를 축 지지하는 동시에 실린더(7)와 거의 직각으로 형성된, 비자성체 재료인 알루미늄 계 재료로 이루어지는 베어링부(6)가 설치되어 있다. 편심부(4a)를 구비하는 샤프트(4)는 베어링부(6)에 삽입하여 장착되는 동시에 회전자(14)가 고정되어 있다.

실린더(7)내를 슬라이딩하는 피스톤(9)은 압축실(10)을 형성하여 편심부(4a)와의 연결 수단인 커넥팅 로드(8)를 거쳐 연결되어 있다. 편심부(4a)의 선단에는 급유관(11)이 설치되어 있다.

다음에 전동기부(3)의 상세한 설명을 이하에 나타낸다. 전동기부(3)는 적층 전자 강판으로 이루어지는 고정자 철심에 코일을 감은 고정자(13)와, 적층 전자 강판으로 이루어지는 회전자 철심(15)에 영구 자석(15b)을 내장한 회전자(14)로 구성되는 2극의 유도 전동기이다. 또한, 회전자 철심(15)의 압축 기구부(2)에 대향하는 측의 단부에는 중공의 보어부(16)가 설치되어 있고, 이 중공의 보어부(16)의 내측에는, 베어링부(6)가 연장되어 있다.

이상과 같이 구성된 종래의 왕복 이동형 전동 압축기에 대하여, 다음에 동작의 설명을 한다. 전동기부(3)의 회전자(14)의 회전에 수반하여, 샤프트(4)는 회전하고, 샤프트(4)의 편심부(4a)의 회전 운동이 커넥팅 로드(8)를 통해 피스톤(9)에 전해짐으로써 피스톤(9)은 압축실(10)내를 왕복 운동한다. 이로써, 냉각 시스템(도시하지 않음)으로부터의 냉매 가스는 압축실(10)내로 흡입·압축된 후, 다시 냉동 냉장 기기나 공기 조절 기기 등의 냉각 시스템으로 연속적으로 토출된다.

또한 샤프트(4)의 회전에 수반하여, 샤프트(4)의 하단에 장착된 급유관(11)이 회전하고, 그 원심력에 의한 펌프 작용에 의해 윤활유(12)는 상방으로 펴 올려지고, 압축 기구부(2)의 베어링부(6), 실린더(7), 커넥팅 로드(8) 및 피스톤(9) 등의 각 슬라이딩부로 급유된다.

그러나, 상기 종래의 구성에서는, 회전자(14)와 고정자(13)의 공간 거리에 치우침이 있으면, 공간 거리가 작은 쪽으로 회전자(14)가 당겨지는 힘, 즉 자기 흡인력이 발생한다. 특히 회전자 철심(15)에 내장한 영구 자석(15b)이 회로류 등의 자력이 강한 영구 자석인 경우에는 이 자기 흡인력은 상기 공간 거리의 치우침이 크면, 더욱 큰 힘으로 되어 작용한다.

그 결과, 회전자(14)에 고정되어 베어링부(6) 속에 삽입하여 장착되는 샤프트(4)는 베어링부(6)내에서 경사지고, 베어링부(6)와 샤프트(4)의 사이에 접합 불량 발생한다. 이러한 접합 불량 상태로 샤프트(4)가 베어링부(6) 내에서 회전 슬라이딩하면, 베어링부(6)와 샤프트(4)의 쌍방의 슬라이딩면에 마모가 발생하는 경우가 있었다.

또한, 상기 종래의 기술에 기재되어 있는 별도의 종래 예에 있어서는 철계 재료의 메인 베어링 단면과 회전자 철심의 압축 기구부측 단면이 중첩되지 않는 구조가 개시되어 있다. 이 경우, 캔틸레버(cantilever) 베어링 타입의 베어링부(6)의 필요 베어링 길이를 유지하면 샤프트(4)의 전체 길이가 길어지고, 그것에 수반하여 회전자(14)의 중심과 베어링부(6)의 거리도 길어지기 때문에, 베어링부(6)와 샤프트(4) 쌍방의 슬라이딩면에 마모가 발생할 가능성이 있다는 결점이 있었다. 이것은 회전자(14)와 고정자(13)의 사이에 발생한 자기 흡인력이 베어링부(6)내에 강한 모멘트로서 작용하기 때문에, 베어링부(6)와 샤프트(4)의 사이에 발생하는 접합 불량 발생의 힘이 더 커지기 때문이다.

발명이 이루고자 하는 기술적 과제

본 발명은 이러한 종래의 과제를 해결하는 것으로, 효율이 높고 또한 신뢰성이 높은 전동 압축기를 제공하는 것을 목적으로 한다.

본 발명의 전동 압축기는 하기 구성을 갖는다.

전동 압축기로서,

(a) 권선을 갖는 고정자와, 회전자 철심과 영구 자석을 갖는 회전자로 이루어지는 전동기부와;

(b) 상기 전동기부에 의해 구동되는 압축 기구부와;

상기 압축 기구부는,

- (b-1) 편심 축부와 주축부와 서브 베어링을 갖는 샤프트와,
상기 주축부와 상기 서브 베어링은 상기 편심 축부를 사이에 두고 상하로 동일 축상에 배치되고,
- (b-2) 압축실을 구비한 실린더 블록과,
- (b-3) 상기 실린더 블록에 상기 압축실의 축심과 직교하도록 설치되어, 상기 주축부를 축 지지하는 메인 베어링과,
- (b-4) 상기 실린더 블록에 설치되어, 상기 부축부를 축 지지하는 서브 베어링과,
- (b-5) 상기 압축실 내에서 왕복 운동하는 피스톤과,
- (b-6) 상기 피스톤과 상기 편심 축부를 연결하는 연결 수단을 구비하고,
- (c) 윤활유를 저장하는 동시에 상기 전동기부와 상기 압축 기구부를 수납하는 밀폐 용기를 포함한다.

발명의 구성 및 작용

이하, 본 발명의 실시예에 대하여, 도면을 참조하면서 설명한다.

(제 1 실시예)

도 1은 본 발명의 제 1 실시예에 의한 전동 압축기의 종단면도이다.

도 1에 있어서, 밀폐 용기(101)에는 압축 기구부(102)와, 이 압축 기구부를 구동하는 전동기부(103)를 수용하고 있다.

밀폐 용기(101)에 봉입되는 냉매는 오존 파괴 계수가 제로인 R134a나, R 600a로 대표되는 온난화 계수가 낮은 탄화수소계 냉매 등이다. 그리고 밀폐 용기(101)내에는 냉매와 상용성이 있는 점도 5 내지 10[cts]인 윤활유(112)가 저류되어 있다.

다음에 압축 기구부(102)의 상세한 설명을 이하에 나타낸다. 샤프트(104)는 편심, 축부(117)와 주축부(116)와 부축부(118)를 갖는다. 주축부(116)와 부축부(118)는 편심 축부(117)를 사이에 두고 상하에 동일축 형상으로 배치되어 있다. 샤프트(104)에 형성한 급유 기구(111)는 일단이 윤활유(112) 중에 연통하고 타단이 샤프트(104)의 상단부로 연통 개구하고 있다.

실린더 블록(105)은 주철로 이루어지고, 대략 원통형의 압축실(110) 및 주축부(116)를 축 지지하는 메인 베어링(120)이 일체로 형성되어 있고, 또한 부축부(118)를 축 지지하는 서브 베어링(121)이 고정되어 있다. 피스톤(109)은 압축실(110)로 왕복 슬라이딩 가능하게 삽입되고, 연결 수단인 커넥팅 로드(108)에 의해 피스톤(109)과 편심 축부(117)는 연결되어 있다.

다음에 전동기부(103)의 상세한 설명을 이하에 나타낸다. 전동기부(103)는 고정자(113)와 회전자(114)로 이루어지고, 30[HZ], 50[HZ], 70[HZ], 80[HZ]의 임의의 복수의 운전 주파수로 구동되는 인버터 구동식 모터이다. 고정자(113)는 방사상으로 형성된 복수의 치형부(teeth)(113b)를 철심(113a)에 갖는 동시에, 치형부(113b)에, 절연 부재(113c)를 거쳐 직접 권선(113d)을 감은 것으로, 집중 와인딩 모터를 형성하고 있다. 회전자(114)는 샤프트(104)의 주축부(116)에 고정되고, 회전자 철심(115)에 내장되는 영구 자석(115a)을 구비한다.

영구 자석(115a)은 예컨대, 희토류 자석의 네오디뮴, 철, 붕소계의 강자성체로 이루어져 있다. 그리고, 회전자 철심(115)의 압축 기구부 축단부(115b)를 포함하고, 또한 주축부(116)의 축심과 대략 직행하는 평면을 가정했을 때, 메인 베어링(120)은 이 평면과 교차하지 않는 구성으로 되어 있다.

이상과 같이 구성된 전동 압축기에 대하여, 이하 그 동작을 설명한다.

고정자(113)에 통전이 실행되면 회전자(114)는 샤프트(104)를 회전시키고, 편심 축부(117)의 편심 운동이 커넥팅 로드(108)를 통해 피스톤(109)에 전달됨으로써 피스톤(109)은 압축실(110)내를 왕복 운동한다. 이로써, 냉매 가스는 냉각 시스템(도시하지 않음)으로부터 압축실(110)내로 흡입·압축된 후, 다시 냉각 시스템으로 토출된다.

또한 샤프트(104)에 형성한 급유 기구(111)에 의해 윤활유(112)는 퍼올려지고, 샤프트(104)의 상단부로부터 배출된다.

여기서, 회전 자철심(115)에 내장되는 영구 자석(115a)은 회토류 등 자력이 강한 재료로 구성되어 있기 때문에, 회전자(114)와 고정자(113)의 거리가 작은 부분에 지극히 강한 자기 흡인력이 발생한다.

그러나 이 회전자(114)와 고정자(113)의 사이에 발생된 자기 흡인력에 의한 편하중을 샤프트(104)가 받은 경우, 종래의 캔틸레버 베어링으로는 메인 베어링 내벽의 샤프트(104)의 중심 축에 대하여 대각선 방향의 상하단을 지점으로 하여 편하중을 받고 있었던 것에 반하여, 이 양쪽 지지 베어링의 구성은 메인 베어링 내벽의 반대 서브 베어링측 단부와 샤프트(104)의 중심축에 대하여 대각선 방향의 서브 베어링 내벽의 반대 메인 베어링측 단부를 지점으로 하여 편하중을 받게 되어, 그 지점 사이 거리는 약 2배 정도로 길어진다.

이 지점간 거리의 연장은 베어링부의 내측에서 샤프트(104)의 경사 각도가 작아진다는 것으로, 그 결과 베어링부와 샤프트(104)의 사이에서의 접합 불량이 발생하기 어려워져서, 접합 불량에 의한 슬라이딩 손실이 회피되어, 안정된 효율을 유지할 수 있다. 동시에 접합 불량에 의해 발생하는 슬라이딩 소음을 억제할 수 있어, 소음이 적은 전동 압축기를 실현할 수 있다. 또한, 압축기 운전 중에 이러한 샤프트(104)로의 하중은 피스톤(109)으로부터의 압축 하중이 걸리는 편심 축부(117)(지점)를 중심으로 하여 상하 양쪽에 유지되어 있기 때문에, 이 지점에 대하여 거의 균등한 하중 배분이 가능해지고, 한쪽 베어링부에만 하중이 집중하는 캔틸레버 타입에 비해 샤프트(104) 슬라이딩부의 신뢰성을 높일 수 있다.

또한, 압축기 운전 중에 걸리는 샤프트(104)의 하중은 경사가 적고 넓은 면적에서 하중을 받고 있기 때문에, 메인 베어링(120), 서브 베어링(121)의 면압이 하강하여 캔틸레버 베어링과 비교하여 메인 베어링(120)의 길이를 짧게 할 수 있어, 압축기의 전체 높이를 작게 할 수 있다. 또한 슬라이딩 길이의 감소에 수반하여 슬라이딩부의 점성 저항을 감소시킬 수 있어, 그 결과 높은 효율을 실현할 수 있다.

또한, 메인 베어링(120)은 실린더 블록(105)과 일체로 형성되어 있기 때문에, 철계 재료인 주철로 이루어지지만, 회전자 철심(115)과 메인 베어링(120)이 접촉하지 않도록 설치되어 있기 때문에, 회전자 철심(115)에 내장한 영구 자석(115a)의 자력선은 메인 베어링(120)과 거의 간섭하지 않는다. 그 때문에, 메인 베어링부에서의 와전류 손실이 거의 발생하지 않고, 높은 효율이 얻어진다.

또한, 전동기부(103)는 인버터 구동되고, 부하에 따라 70 내지 80Hz의 고회전수 운전이 실행될 때에 자기 흡인력이 강해지고, 샤프트(104)를 기울이는 힘이 강해진다. 그 때, 샤프트(104)를 메인 베어링(120)과 서브 베어링(121)의 양쪽 베어링으로 축 지지하는 양측 지지 베어링 구성으로 하고 있기 때문에, 이 샤프트(104)의 경사를 방지할 수 있고, 동시에 슬라이딩 손실의 저감을 도모할 수 있다. 따라서 높은 효율이 유지되는 동시에, 샤프트의 경사에 의한 접합 불량을 방지할 수 있어, 신뢰성이 향상한다.

또한, 전동기부(103)가 인버터 구동에 의해 30Hz의 저회전 운전이 실행될 때 에는, 샤프트(104)를 메인 베어링(120)과 서브 베어링(121)의 양쪽 베어링으로 축 지지하는 양측 지지 베어링 구성 때문에 경사를 방지할 수 있고, 슬라이딩 손실의 저감을 도모할 수 있다. 그 때문에 윤활유(112)의 점도를 5 내지 10[cts]으로 한 저점도의 윤활유에 있어서도 충분한 신뢰성을 얻을 수 있다.

또한, 고정자(113)는 방사상으로 형성된 복수의 치형부(113b)를 철심(113a)에 갖는 동시에, 상기 치형부(113b)에, 절연 부재(113c)를 거쳐 직접 권선(113d)을 감은 구성으로 하고 있기 때문에, 분포 와인딩의 경우에 필요한 코일 엔드가 없다. 따라서 고정자(113)와 회전자(114)의 전체 높이를 낮게 할 수 있어, 전동 압축기의 전체 높이를 더 낮게 억제하는 것이 가능하다. 그리고 고정자(113) 및 회전자(114)의 전체 높이가 낮기 때문에, 고정자(113)와 회전자(114)의 극간 치수의 균일화를 도모하기 용이하여, 그 결과 자기 흡인력이 발생하기 어려워져, 경사에 의한 입력 전류의 증가나 소음의 증가를 회피할 수 있다.

또한, 본 실시예에 있어서는 피스톤과 편심축을 연결하는 연결 수단으로서 커넥팅 로드(108)를 사용했지만, 이것을 대신하여, 볼 조인트나 스카치 요크(scotch yoke) 등의 연결 수단을 적용할 수도 있다.

(제 2 실시예)

도 2는 본 발명의 제 2 실시예에 의한 전동 압축기의 종단면도이다. 또한, 제 1 실시예와 동일 구성에 대해서는 동일 부호를 붙여 상세한 설명을 생략한다.

도 2에 있어서 전동기부(203)는 적층 전자 강판으로 이루어지는 고정자 철심에 권선을 감아 장착한 고정자(213)와, 적층 전자 강판으로 이루어지는 회전자 철심(215)에 2차 도체를 설치하여 이루어지는 회전자(214)로 구성되는 2극

의 동기 모터이다. 회전자 철심(215)에는 예컨대 회토류 자석의 네오디뮴, 철, 붕소계의 강자성체로 이루어지는 영구 자석(215a)을 내장하고 있다. 그리고 그 외의 구성은 실시 형태 1과 동일하다.

이상과 같이 구성된 전동 압축기에 대하여, 다음에 동작을 설명한다. 전동기부(203)는 시동시에 유도 전동기로서 시동하여, 동기 회전수 부근에서 동기 인입을 실행하여 동기 운전을 한다.

여기서, 회전자 철심(215)에 내장되는 영구 자석(215a)은 회토류 등 자력이 강한 재료로 구성되어 있기 때문에 특히 자력이 강하고, 회전자(214)와 고정자(213)의 거리가 작은 부분에 지극히 강한 자기 흡인력이 발생한다. 그러나, 제 1 실시예와 같은 구성에 의해 강한 자기 흡인력에 의한 문제점은 회피되고, 그 결과 동기 모터가 높은 효율을 효과적으로 발생시킬 수 있어 높은 에너지 효율을 얻을 수 있는 동시에, 샤프트의 경사에 의한 접합 불량을 방지할 수 있어 신뢰성이 향상한다.

(제 3 실시예)

도 3은 본 발명의 제 3 실시예에 의한 전동 압축기의 종단면도이다. 또한, 제 1 실시예와 동일 구성에 대해서는, 동일 부호를 붙여 상세한 설명을 생략한다.

도 3에 있어서, 밀폐 용기(101)에는 압축 기구부(302)와, 이 압축 기구부를 구동하는 전동기부(303)를 수용하고 있다.

압축 기구부(302)를 구성하는 실린더 블록(305)은 주철로 이루어지고, 대략 원통형의 압축실(110)을 형성하는 동시에, 샤프트(104)의 주축부(116)를 축 지지하는 메인 베어링(320) 및 부축부(118)를 축 지지하는 서브 베어링(121)이 실린더 블록(305)에 고정되어 있다.

전동기부(303)는 고정자(113)와 회전자(314)로 이루어지고, 복수의 운전 주파수로 구동되는 인버터 구동식 모터이다. 회전자(314)는 샤프트(104)의 주축부(116)에 고정되고, 회전자 철심(315)에 내장되는 영구 자석(315a)을 구비한다. 영구 자석(315a)은 예컨대, 회토류 자석의 네오디뮴, 철, 붕소계의 강자성체로 이루어져 있다. 또한, 회전자 철심(315)은 압축 기구부(302)측의 단면부에는 중공의 보어부(306)가 형성되어 있다. 메인 베어링(320)은 비자성체 재료인 알루미늄 합금으로 이루어지는 동시에, 회전자 철심(315)의 보어부(306)의 내측으로 연장된 구성으로 되어 있다.

이상과 같이 구성된 전동 압축기에 대하여, 이하 그 동작을 설명한다.

고정자(113)에 통전이 실행되면 회전자(314)는 샤프트(104)를 회전시키고, 편심 축부(117)의 편심 운동이 커넥팅 로드(108)를 통해 피스톤(109)에 전해짐으로써 피스톤(109)은 압축실(110)내를 왕복 운동한다. 이로써, 냉매 가스는 냉각 시스템(도시하지 않음)으로부터 압축실(110)내로 흡입·압축된 후, 다시 냉각 시스템으로 토출된다. 또한 샤프트(104)에 형성한 급유 기구(111)에 의해 윤활유(112)는 펌프 올려지고, 샤프트(104)의 상단부로부터 배출된다.

여기서, 회전자 철심(315)에 내장되는 영구 자석(315a)은 회토류 등 자력이 강한 재료로 구성되어 있기 때문에 특히 자력이 강하고, 회전자(314)와 고정자(113)의 거리가 작은 부분에 지극히 강한 자기 흡인력이 발생한다.

이 회전자(314)와 고정자(113)의 사이에 발생한 자기 흡인력에 의한 편하중을 샤프트(104)가 받으면, 종래의 캔틸레버 베어링으로는 메인 베어링 내벽의 샤프트(104)의 중심축에 대하여 대각선 방향의 상하단을 지점으로 하여 편하중을 받고 있었던 것에 반해, 이 양측지지 베어링의 구성은 메인 베어링 내벽의 반대 서브 베어링측 단부와 샤프트(104)의 중심축에 대하여 대각선 방향의 서브 베어링 내벽의 반대 메인 베어링측 단부를 지점으로 하여 편하중을 받게 된다. 이 지점간 거리는 종래의 캔틸레버 베어링에 대하여 매우 길어진다. 게다가, 보어부(306) 내측에 메인 베어링(320)이 연장됨으로써 그 지점간 거리는 더 길어진다.

이 지점간 거리의 연장은, 베어링부내에서 샤프트(104)가 경사하는 각도가 작아진다는 것이며, 그 결과 베어링부와 샤프트(104) 사이에서 접합 불량이 발생하기 어렵게 되어, 접합 불량에 의한 슬라이딩 손실이 회피된다. 이로써 안정된 고효율을 유지할 수 있는 동시에, 접합 불량에 의해 발생하는 슬라이딩 소음을 억제할 수 있어, 소음이 적은 전동 압축기를 실현할 수 있다.

또한, 압축기 운전 중에 걸리는 샤프트(104)로의 하중은 피스톤(109)으로부터의 압축 하중이 걸리는 편심 축부(117)(지점)를 중심으로 하여 상하 양쪽에 유지되어 있기 때문에, 이 지점에 대하여 거의 균등한 하중 배분이 가능해져, 한쪽 베어링부에만 하중이 집중되는 캔틸레버 타입에 비해, 샤프트(104) 슬라이딩부의 신뢰성을 높일 수 있다.

이 때, 메인 베어링(320)은 알루미늄 합금의 비자성체 재료로 이루어지므로, 회전자 철심(315)에 내장한 영구 자석(315a)의 자력선은 메인 베어링(320)내에서 와전류를 발생시키지 않기 때문에, 와전류 손실은 거의 발생하지 않고, 고

효율화를 도모할 수 있다.

또한, 전동기부(303)는 인버터 구동되고, 부하에 따라 회전자 수 운전이 실행될 때에 자기 흡인력이 강해져서, 샤프트(104)를 기울이는 힘이 강해진다. 이 때, 샤프트(104)를 메인 베어링(320)과 서브 베어링(121) 양쪽의 베어링으로 축 지지하는 양측 지지 베어링 구성 때문에, 샤프트(104)의 경사를 방지할 수 있고, 슬라이딩 손실의 저감을 도모할 수 있어 높은 효율이 유지되는 동시에, 샤프트의 경사에 의한 접합 불량을 방지할 수 있어 신뢰성이 향상된다.

또한, 고정자(113)는 방사상으로 형성된 복수의 치형부(113b)를 철심(113a)에 구비하는 동시에, 상기 치형부(113b)에, 절연 부재(113c)를 통해 직접 권선(113d)을 감은 구성으로 하고 있기 때문에, 분포 와인딩에 필요한 코일 엔드(c oil-end)가 없다. 따라서 고정자(113)와 회전자(314)의 전체 높이를 낮게 할 수 있고, 전동 압축기의 전체 높이를 더욱 낮게 억제하는 것이 가능하다. 그리고 고정자(113) 및 회전자(314)의 전체 높이가 낮기 때문에, 고정자(113)와 회전자(314)의 극간 치수의 균일화를 도모하기 용이하고, 그 결과 자기 흡인력이 발생하기 어렵기 때문에, 경사에 의한 입력이나 소음의 증가를 회피할 수 있다.

(제 4 실시예)

도 4는 본 발명의 제 4 실시예에 의한 전동 압축기의 종단면도이다. 또한, 제 3 실시예와 동일 구성에 대해서는 동일 부호를 붙여 상세한 설명을 생략한다.

도 4에 있어서 전동기부(403)는 적층 전자 강판으로 이루어지는 고정자 철심에 권선을 감은 고정자(213)와, 적층 전자 강판으로 이루어지는 회전자 철심(415)에 2차 도체를 설치하여 이루어지는 회전자(414)로 구성되는 2극의 동기 모터이다. 회전자 철심(415)에는 예컨대 회토티 자석의 네오디뮴, 철, 붕소계의 강자성체로 이루어지는 영구 자석(415a)을 내장하고 있다. 그리고 그 밖의 구성은 제 3 실시예와 같다.

이상과 같이 구성된 전동 압축기에 대하여, 다음에 동작을 설명한다.

전동기부(403)는 시동시에 유도 전동기로서 시동하고, 동기 회전자 가까이 동기 인입을 실행하여 동기 운전을 한다. 여기서, 회전자 철심(415)에 내장되는 영구 자석(415a)은 회토티 등 자력이 강한 재료로 구성되어 있기 때문에 특히 자력이 강하고, 회전자(414)와 고정자(213)의 거리가 작은 부분에 매우 강한 자기 흡인력이 발생한다.

그러나, 제 3 실시예와 같은 구성에 의해 강한 자기 흡인력에 의한 문제점은 회피되어, 그 결과 동기 모터의 높은 효율을 효과적으로 살릴 수 있어 높은 에너지 효율을 얻을 수 있는 동시에, 샤프트의 경사에 의한 접합 불량을 방지할 수 있고, 신뢰성이 향상된다.

발명의 효과

본 발명은, 효율이 높고 또 신뢰성이 높은 전동 압축기를 제공하는 효과가 있다.

(57) 청구의 범위

청구항 1.

전동 압축기에 있어서,

(a) 권선을 갖는 고정자와, 회전자 철심과 영구 자석을 갖는 회전자로 이루어지는 전동기부와,

(b) 상기 전동기부에 의해 구동되는 압축 기구부와,

상기 압축 기구부는,

(b-1) 편심 축부와 주축부와 부축부를 갖는 샤프트로서, 상기 주축부와 상기 부축부는 상기 편심 축부를 사이에 두고 상하에 동축상으로 배치되는, 샤프트와,

(b-2) 압축실을 구비한 실린더 블록과,

(b-3) 상기 실린더 블록에 상기 압축실의 축심과 직교하도록 설치되고, 상기 주축부를 축 지지하는 메인 베어링과,

(b-4) 상기 실린더 블록에 설치되어, 상기 부축부를 축 지지하는 서브 베어링과,

(b-5) 상기 압축실내에서 왕복 운동하는 피스톤과,

(b-6) 상기 피스톤과 상기 편심 축부를 연결하는 연결 수단을 구비하고,

(c) 윤활유를 저장하는 동시에 상기 전동기부와 상기 압축 기구부를 수납하는 밀폐 용기를 포함하는

전동 압축기.

청구항 2.

제 1 항에 있어서,

상기 메인 베어링은 상기 회전자 철심의 압축 기구부측 단부를 포함하고 상기 주축부의 축심과 직교하는 평면과 교차하지 않는

전동 압축기.

청구항 3.

제 2 항에 있어서,

상기 메인 베어링은 철제 재료로 구성되는

전동 압축기.

청구항 4.

제 1 항에 있어서,

상기 회전자 철심은 압축 기구부측 단부에 중공의 보어부를 갖고, 상기 메인 베어링이 상기 보어부의 내측으로 연장되는

전동 압축기.

청구항 5.

제 4 항에 있어서,

상기 메인 베어링은 비자성체 재료로 구성되는

전동 압축기.

청구항 6.

제 1 항에 있어서,

상기 영구 자석은 회토티로 이루어지는

전동 압축기.

청구항 7.

제 1 항에 있어서,

상기 전동기부는 상용 전원 주파수 이상의 주파수를 포함하는 복수의 주파수로 구동되는

전동 압축기.

청구항 8.

제 1 항에 있어서,

상기 고정자는 복수의 치형부를 갖고, 상기 권선은 상기 치형부에 절연 부재를 거쳐 감긴 직접 권선인

전동 압축기.

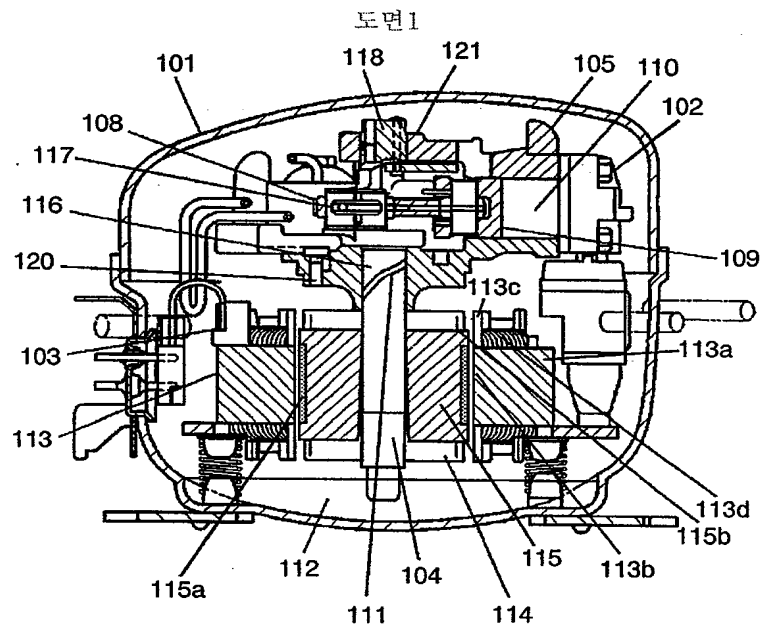
청구항 9.

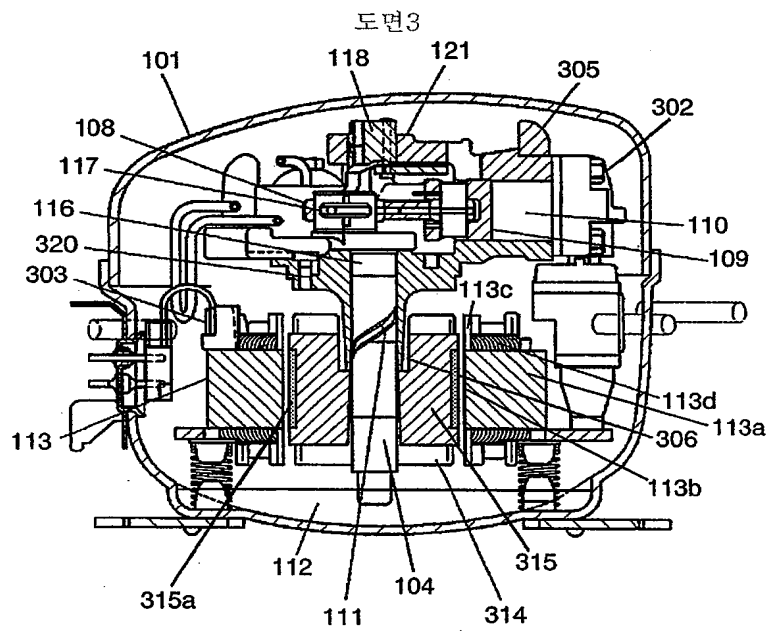
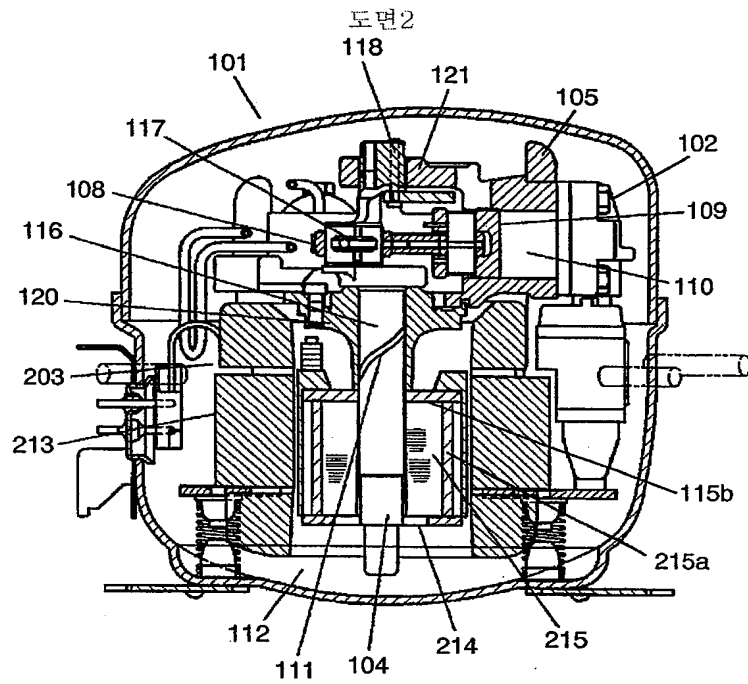
제 1 항에 있어서,

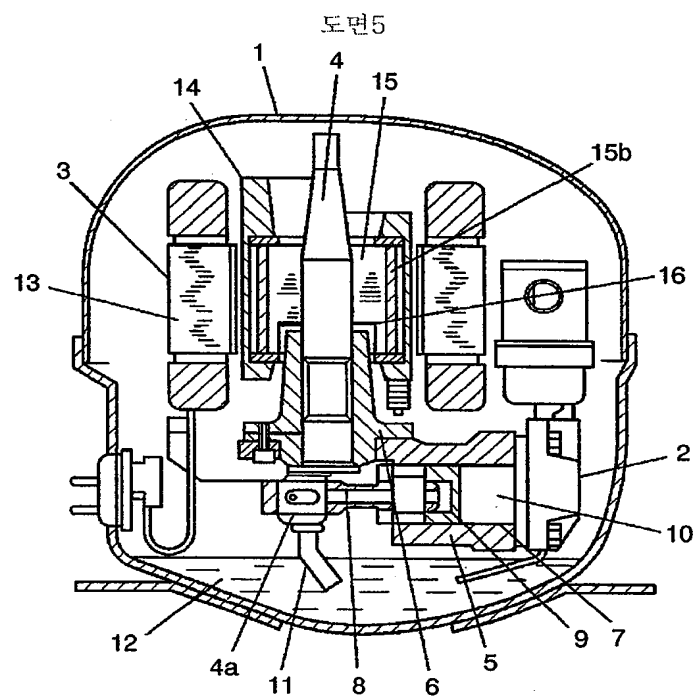
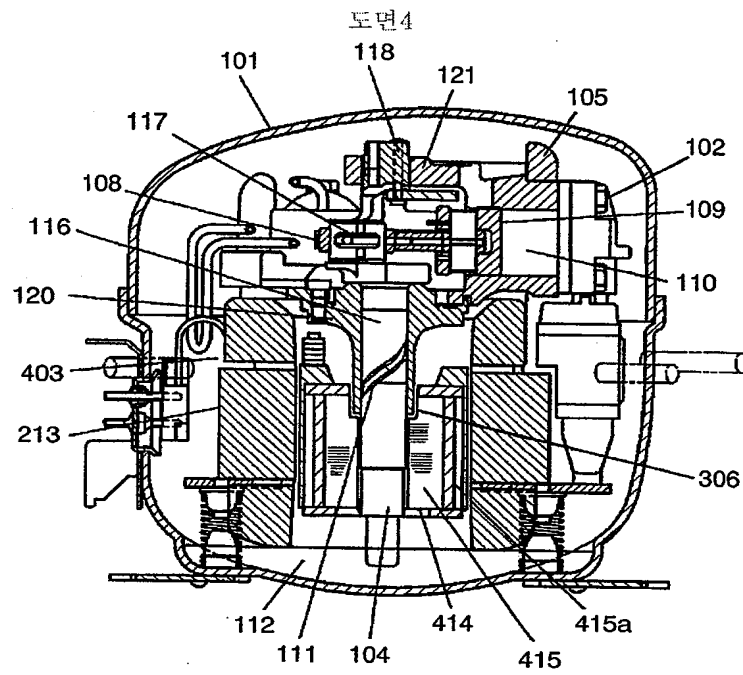
상기 전동기부는 시동시에 유도 전동기로서 시동하고, 동기 회전 가까이에 이르면 동기 인입을 실행하고 동기 운전을 실행하는

전동 압축기.

도면







(종래기술)



US 20040191094A1

(19) **United States**(12) **Patent Application Publication****Kojima et al.**(10) **Pub. No.: US 2004/0191094 A1**(43) **Pub. Date: Sep. 30, 2004**(54) **ELECTRIC COMPRESSOR**(30) **Foreign Application Priority Data**

Feb. 12, 2003 (JP) JP 2003-033377

(76) **Inventors:** Takeshi Kojima, Yokohama-shi (JP);
Takashi Kakiuchi, Yamato-shi (JP);
Hirotaka Kawabata, Fujisawa-shi (JP);
Takahide Nagao, Fujisawa-shi (JP);
Kosuke Tsuboi, Chigasaki-shi (JP);
Hironari Akashi, Chigasaki-shi (JP);
Makoto Katayama, Chigasaki-shi (JP);
Akihiko Kubota, Chigasaki-shi (JP)

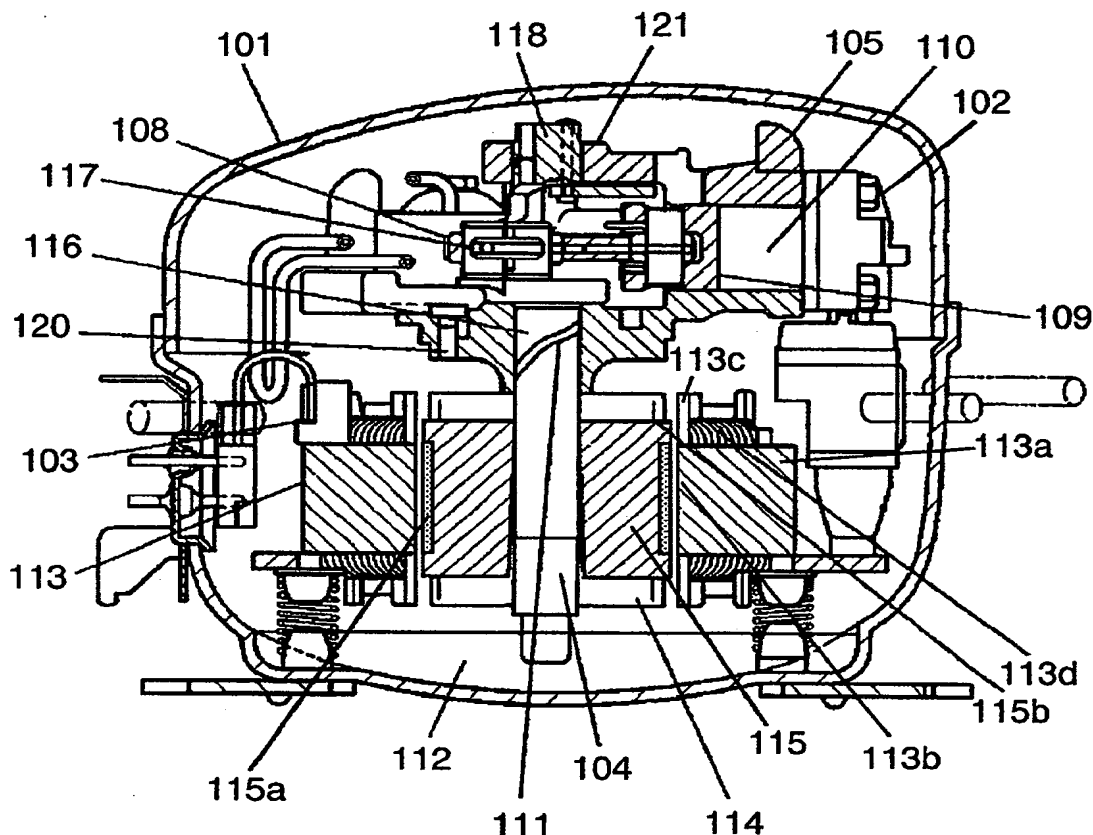
Correspondence Address:
ROSSI & ASSOCIATES
P.O. Box 826
Ashburn, VA 20146-0826 (US)

(21) **Appl. No.: 10/742,609**(22) **Filed: Dec. 19, 2003****Publication Classification**(51) **Int. Cl.⁷ F04B 17/00**(52) **U.S. Cl. 417/415**

(57)

ABSTRACT

A compressor includes a motor unit formed of a stator and a rotor, a compressor mechanism driven by the motor unit, and an enclosed container accommodating the foregoing elements. The compressor mechanism includes a cylinder block equipped with a compressing chamber and a piston. A shaft directly coupled to the rotor that drives the piston is supported by a double-sided bearing system, namely, a main bearing and a sub bearing. This structure allows preventing the shaft from slanting, and reducing a loss and a noise caused by sliding. As a result, a low profile, highly reliable and efficient compressor is obtainable.





US 20040191094A1

(19) **United States**(12) **Patent Application Publication** (10) **Pub. No.: US 2004/0191094 A1****Kojima et al.**(43) **Pub. Date: Sep. 30, 2004**(54) **ELECTRIC COMPRESSOR**(30) **Foreign Application Priority Data**

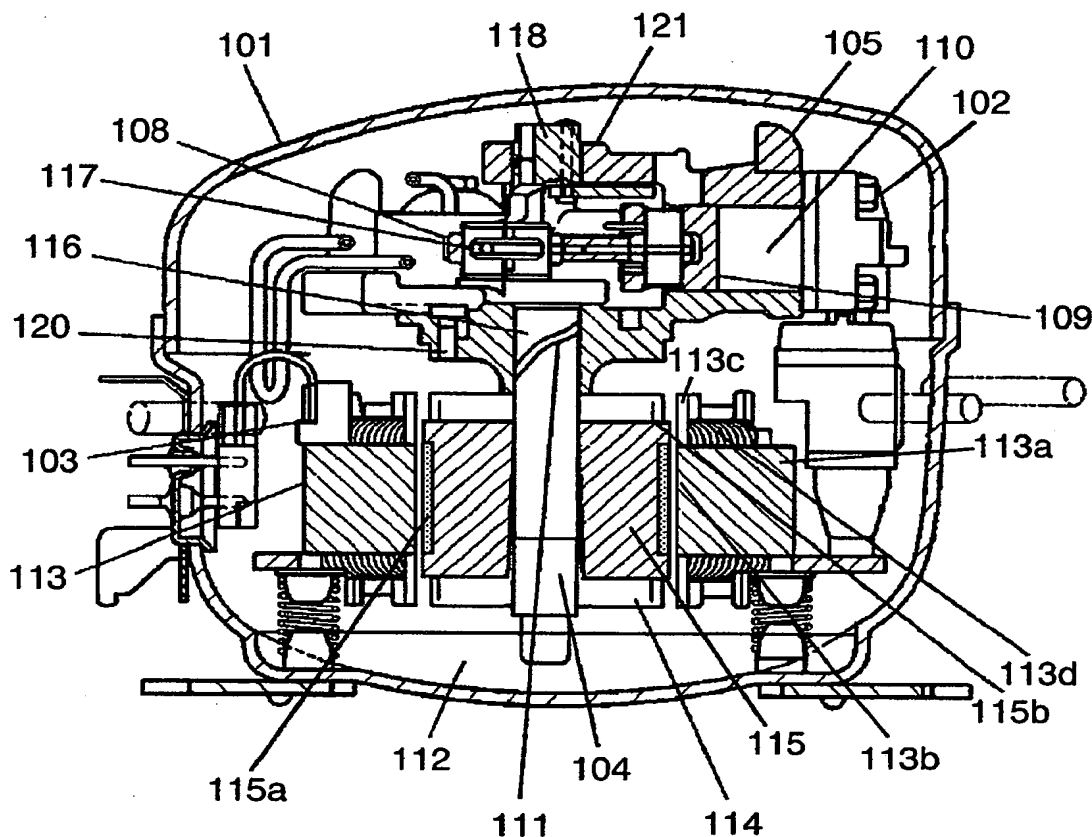
Feb. 12, 2003 (JP) JP 2003-033377

(76) **Inventors:** Takeshi Kojima, Yokohama-shi (JP);
Takashi Kakiuchi, Yamato-shi (JP);
Hiroataka Kawabata, Fujisawa-shi (JP);
Takahide Nagao, Fujisawa-shi (JP);
Kosuke Tsuboi, Chigasaki-shi (JP);
Hironari Akashi, Chigasaki-shi (JP);
Makoto Katayama, Chigasaki-shi (JP);
Akihiko Kubota, Chigasaki-shi (JP)

Correspondence Address:
ROSSI & ASSOCIATES
P.O. Box 826
Ashburn, VA 20146-0826 (US)

(21) **Appl. No.: 10/742,609**(22) **Filed: Dec. 19, 2003****Publication Classification**(51) **Int. Cl.⁷ F04B 17/00**(52) **U.S. Cl. 417/415**(57) **ABSTRACT**

A compressor includes a motor unit formed of a stator and a rotor, a compressor mechanism driven by the motor unit, and an enclosed container accommodating the foregoing elements. The compressor mechanism includes a cylinder block equipped with a compressing chamber and a piston. A shaft directly coupled to the rotor that drives the piston is supported by a double-sided bearing system, namely, a main bearing and a sub bearing. This structure allows preventing the shaft from slanting, and reducing a loss and a noise caused by sliding. As a result, a low profile, highly reliable and efficient compressor is obtainable.





US 20040191094A1

(19) **United States**(12) **Patent Application Publication****Kojima et al.**(10) **Pub. No.: US 2004/0191094 A1**(43) **Pub. Date: Sep. 30, 2004**(54) **ELECTRIC COMPRESSOR**(30) **Foreign Application Priority Data**

Feb. 12, 2003 (JP) JP 2003-033377

(76) **Inventors:** Takeshi Kojima, Yokohama-shi (JP);
Takashi Kakiuchi, Yamato-shi (JP);
Hirotaka Kawabata, Fujisawa-shi (JP);
Takahide Nagao, Fujisawa-shi (JP);
Kosuke Tsuboi, Chigasaki-shi (JP);
Hironari Akashi, Chigasaki-shi (JP);
Makoto Katayama, Chigasaki-shi (JP);
Akihiko Kubota, Chigasaki-shi (JP)

Correspondence Address:
ROSSI & ASSOCIATES
P.O. Box 826
Ashburn, VA 20146-0826 (US)

(21) **Appl. No.: 10/742,609**(22) **Filed: Dec. 19, 2003****Publication Classification**(51) **Int. Cl.⁷ F04B 17/00**(52) **U.S. Cl. 417/415**(57) **ABSTRACT**

A compressor includes a motor unit formed of a stator and a rotor, a compressor mechanism driven by the motor unit, and an enclosed container accommodating the foregoing elements. The compressor mechanism includes a cylinder block equipped with a compressing chamber and a piston. A shaft directly coupled to the rotor that drives the piston is supported by a double-sided bearing system, namely, a main bearing and a sub bearing. This structure allows preventing the shaft from slanting, and reducing a loss and a noise caused by sliding. As a result, a low profile, highly reliable and efficient compressor is obtainable.

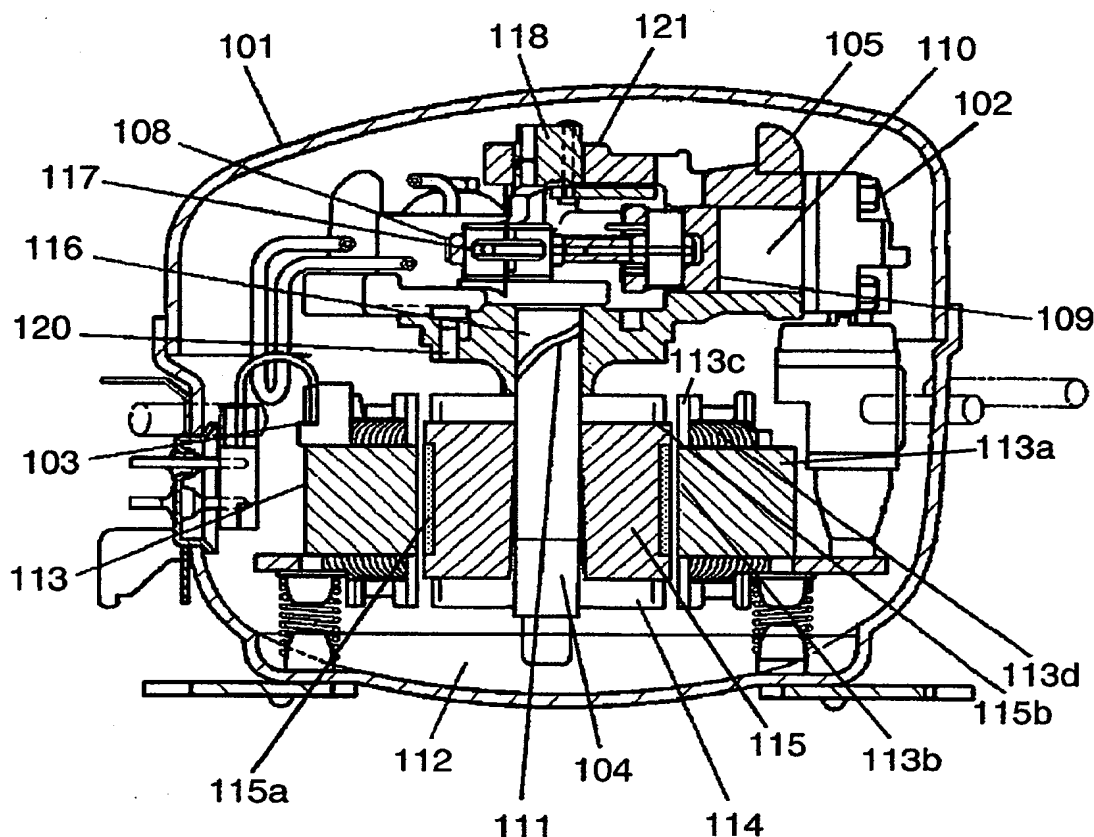


FIG. 1

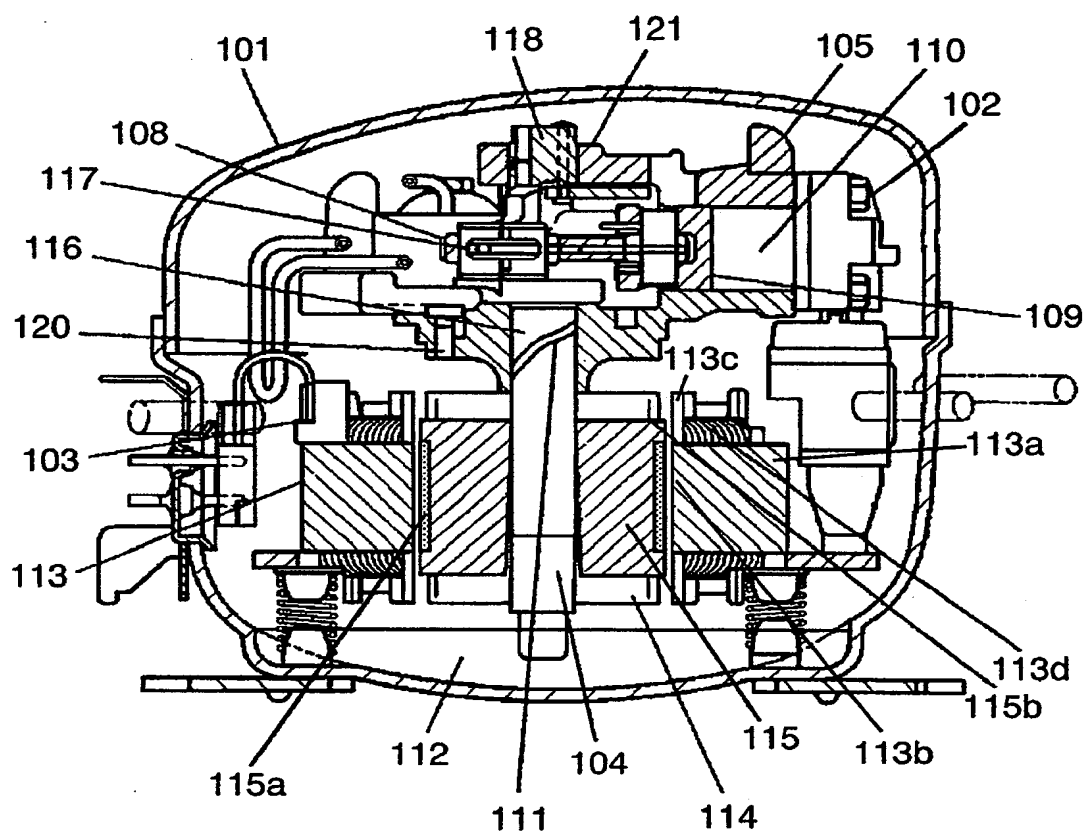


FIG. 2

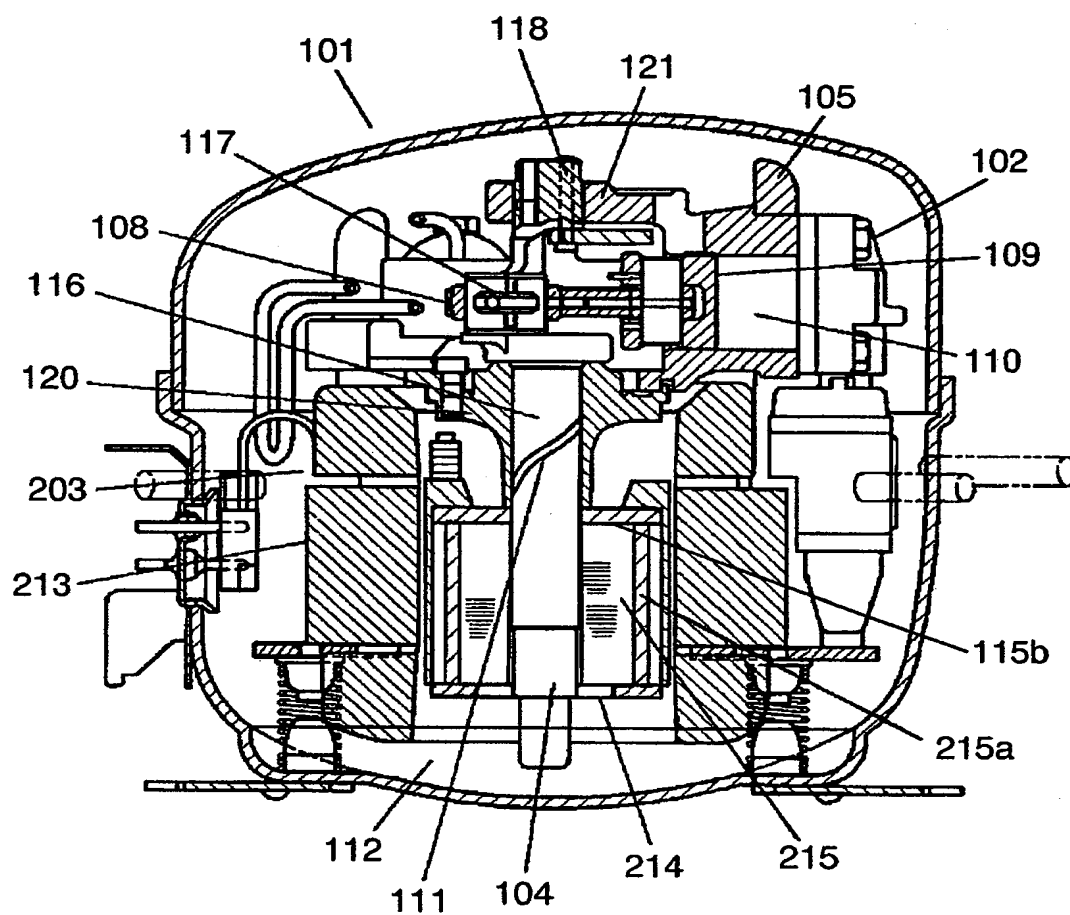


FIG. 3

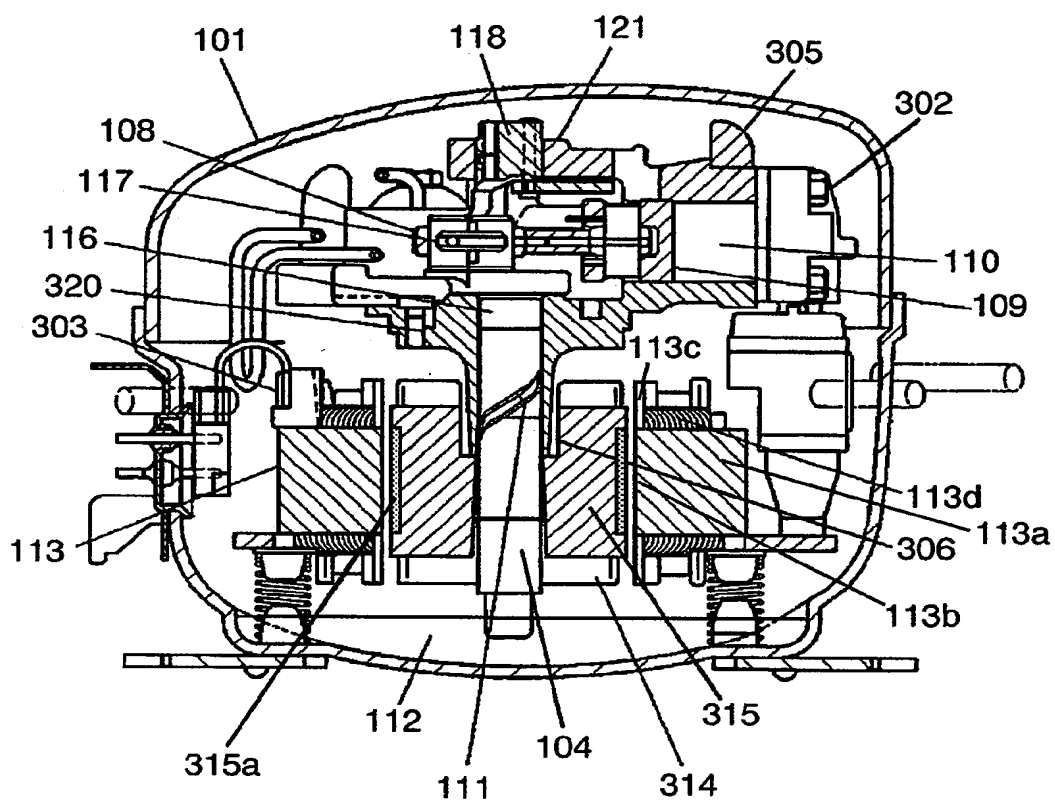


FIG. 4

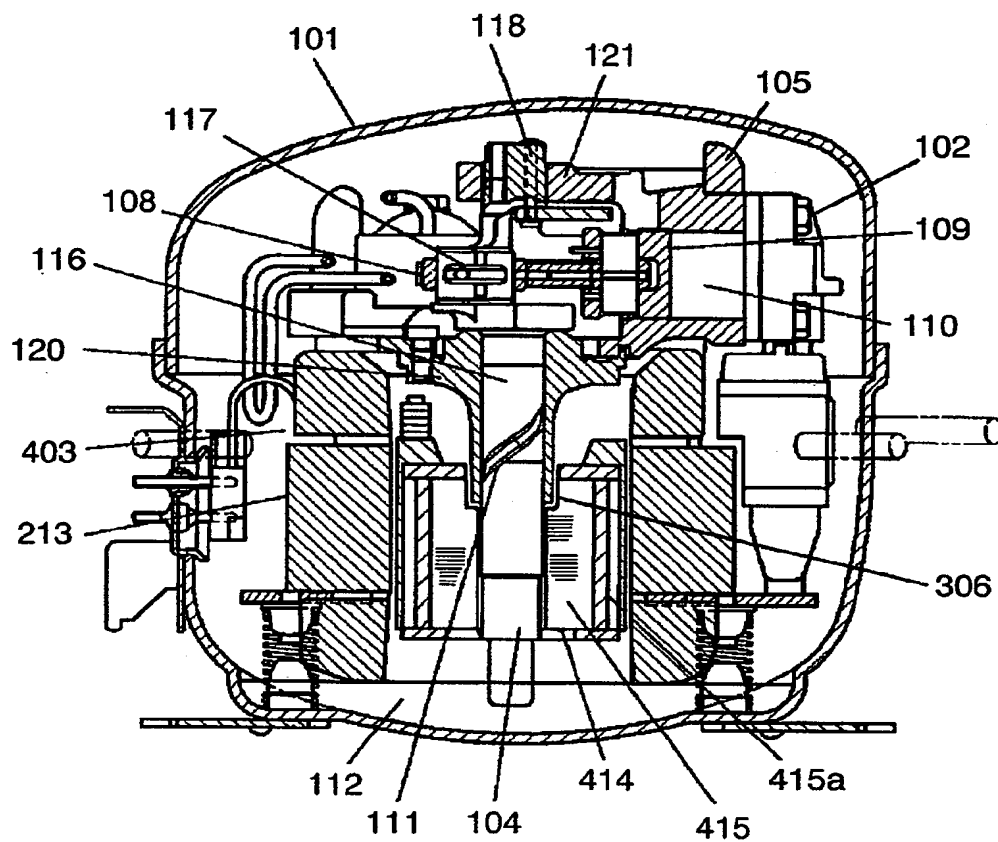
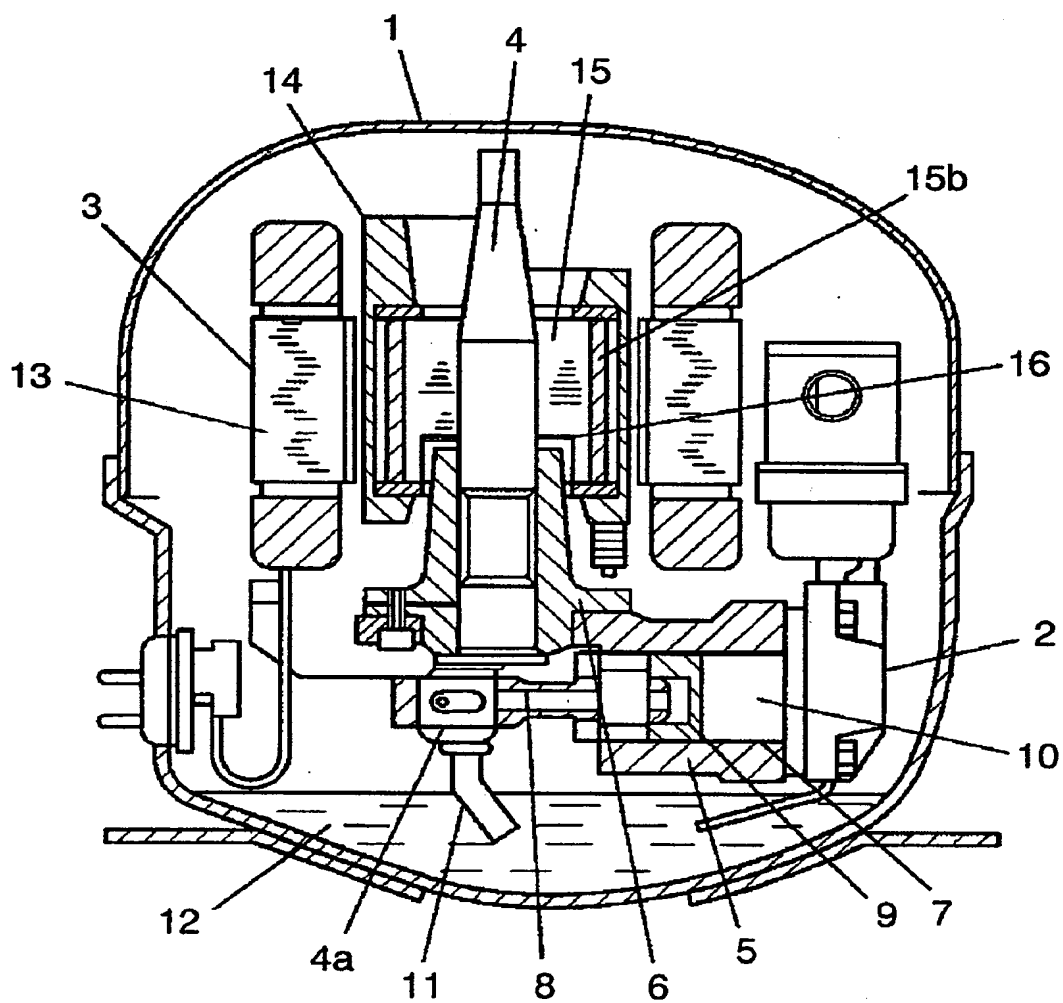


FIG. 5 PRIOR ART



ELECTRIC COMPRESSOR

FIELD OF THE INVENTION

[0001] The present invention relates to electric compressors used in refrigerators with freezers or air-conditioners.

BACKGROUND OF THE INVENTION

[0002] An electric compressor (hereinafter referred to simply as a compressor) employed in freezers of home-use refrigerators has undergone improvements for more efficient performance, such as use of lubricant oil of lower viscosity, use of inverter driving, and employment of synchronous motor. Those improvements have been done for reducing power consumption of the compressor. At the same time, the compressor is required to be more compact for increasing a volume efficiency of the refrigerator.

[0003] A conventional compressor is disclosed, e.g. in Japanese Patent Application Non-Examined Publication No. 2001-73948. This compressor is improved its stator and main bearing. FIG. 5 shows a vertical sectional-view of this compressor. In FIG. 5, enclosed container 1 of the compressor pools lubricant oil 12 at its bottom section. Container 1 accommodates motor unit 3 formed of stator 13 and rotor 14, and compressor mechanism 2 driven by motor unit 3.

[0004] Compressor mechanism 2 is detailed hereinafter. Cylinder block 5, forming generally cylindrical cylinder 7, is equipped with bearing 6 which rotatably supports shaft 4 and crosses with cylinder 7 at approx. right angles. Bearing 6 is made of aluminum-based material, i.e. non-magnetic material. Shaft 4 is equipped with eccentric section 4a and inserted into bearing 6. Rotor 14 is rigidly mounted to shaft 4.

[0005] Piston 9 slides in cylinder 7 and forms compressing chamber 10, and it is coupled to eccentric section 4a via connecting rod 8 which works as a linking means. Lubricating tube 11 is mounted to a tip of eccentric section 4a.

[0006] Next, motor unit 3 is detailed hereinafter. Motor unit 3 is a two-pole induction motor comprising stator 13 and rotor 14. Stator 13 is formed by winding wires on a stator iron-core made of laminated electromagnetic steel plates, and rotor 14 is formed of rotor iron-core 15 having interior permanent-magnet 15b. Rotor iron-core 15 has hollow bore 16 at its end face on compressor mechanism 2 side, and bearing 6 extends into bore 16.

[0007] An operation of the foregoing conventional reciprocating compressor is described hereinafter. Rotation of rotor 14 entails shaft 4 to spin, and the rotation of eccentric section 4a of shaft 4 is transferred to piston 9 via connecting rod 8, so that piston 9 reciprocates in compressing chamber 10. This operation sucks refrigerant gas supplied from a cooling system (not shown) into compressing chamber 10, then compresses the gas, and discharges successively the gas to the cooling system again such as a refrigerator or an air-conditioner.

[0008] The rotation of shaft 4 causes lubricating tube 11 placed at the lower end of shaft 4 to rotate, so that lubricant oil 12 is drawn up by pumping operation due to the centrifugal force of tube 11. As a result, bearing 6, cylinder 7, connecting rod 8 and piston 9 are lubricated.

[0009] The foregoing structure; however, produces magnetic attraction that attracts rotor 14 to a space of shorter distance if the distance between rotor 14 and stator 13 is not uniform (eccentric). In particular, when permanent magnet 15b built-in rotor iron-core 15 is made of rare-earth material, i.e. the magnet has intense magnetic force, the greater magnetic attraction is produced at a greater eccentricity of the space.

[0010] As a result, shaft 4 inserted in bearing 6 slants and hits against bearing 6. If shaft 4 rotates within bearing 6 in this condition, the sliding faces of both bearing 6 and shaft 4 sometime incur abrasion.

[0011] Another prior art of the foregoing conventional compressor discloses a structure where an end-face of a main bearing made of iron-based material is not laid over an end-face of a rotor iron core on a compressor mechanism side. In this case, if bearing 6, i.e. single-sided bearing, maintains the necessary bearing length, a total length of shaft 4 is obliged to increase, which entails a longer distance between bearing 6 and the gravity center of rotor 14. As a result, abrasion sometimes occurs on the sliding faces of both bearing 6 and shaft 4. This is because the magnetic attraction produced between rotor 14 and stator 13 works as strong moment within bearing 6, so that shaft 4 hits more strongly against bearing 6.

SUMMARY OF THE INVENTION

[0012] The present invention addresses the problems discussed above, and aims to provide a highly reliable and efficient compressor. The compressor of the present invention comprises the following elements:

[0013] (a) a motor unit including a stator with windings, and a rotor with a rotor iron-core and a permanent magnet;

[0014] (b) a compressor mechanism driven by the motor unit and including the following sub-elements;

[0015] (b-1) a shaft including an eccentric shaft section, a main shaft section and a sub shaft section, the main shaft section and the sub shaft section sandwiching the eccentric shaft section vertically and being placed coaxially;

[0016] (b-2) a cylinder block including a compressing chamber;

[0017] (b-3) a main bearing, disposed in the cylinder block such that the main bearing crosses with an axial core of the compressing chamber at right angles, for rotatably supporting the main shaft section;

[0018] (b-4) a sub bearing, disposed in the cylinder block, for rotatably supporting the sub shaft section;

[0019] (b-5) a piston for reciprocating in the compressing chamber;

[0020] (b-6) a linking means for coupling the piston with the eccentric shaft section; and

[0021] (c) an enclosed container for pooling lubricant oil and accommodating the motor unit and the compressor mechanism.

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

[0022] FIG. 1 shows a vertical sectional view of a compressor in accordance with a first exemplary embodiment of the present invention.

[0023] FIG. 2 shows a vertical sectional view of a compressor in accordance with a second exemplary embodiment of the present invention.

[0024] FIG. 3 shows a vertical sectional view of a compressor in accordance with a third exemplary embodiment of the present invention.

[0025] FIG. 4 shows a vertical sectional view of a compressor in accordance with a fourth exemplary embodiment of the present invention.

[0026] FIG. 5 shows a vertical sectional view of a conventional compressor.

DETAILED DESCRIPTION OF PREFERRED EMBODIMENT

[0027] Exemplary embodiments of the present invention are demonstrated hereinafter with reference to the accompanying drawings.

Exemplary Embodiment 1

[0028] FIG. 1 shows a vertical sectional view of a compressor in accordance with a first exemplary embodiment of the present invention. In FIG. 1, enclosed container 101 accommodates compressor mechanism 102 and motor unit 103 that drives the compressor mechanism. The refrigerant filled in container 101 is a hydrocarbon refrigerant such as R134a of which ozone-destroying coefficient is zero (0), or R600a having a low global-warming coefficient. Container 101 also pools lubricant oil 112 mutually soluble with the refrigerant and having viscosity of 5-10 [cts] at its bottom.

[0029] Next, compressor mechanism 102 is detailed hereinafter. Shaft 104 includes eccentric shaft section 117, main-shaft section 116 and sub-shaft section 118. Main-shaft section 116 and sub-shaft section 118 sandwich eccentric shaft section 117 vertically and are disposed coaxially. Lubricating mechanism 111 formed on shaft 104 communicates into lubricant oil 112 at its first end and communicates with the upper end of shaft 104 to open at its second end.

[0030] Cylinder block 105 is made from cast-iron, and is integrally formed of cylindrical compressing chamber 110 and main bearing 120 which rotatably supports main shaft section 116. Sub-bearing 121 rotatably supporting sub-shaft section 118 is fixed to cylinder block 105. Piston 109 is inserted into compressing chamber 110 in a slidable manner. Connecting rod 108 working as a linking means couples piston 109 with eccentric shaft section 117.

[0031] Motor unit 103 is detailed hereinafter. It is an inverter-driven motor formed of stator 113 and rotor 114, and driven at any plural frequencies such as 30 Hz, 50 Hz, 70 Hz, and 80 Hz. Stator 113 is constructed as this: a plurality of teeth 113b radially formed is disposed at iron core 113a, and windings 113d are provided to teeth 113b via insulating material 113c to form a motor of a concentrated winding structure. Rotor 114 is fixed to main-shaft section 116 of shaft 104 and includes permanent magnet 115a built

in rotor iron-core 115. Permanent magnet 115a is made of, e.g. rare-earth magnet such as neodymium, iron, boron-based ferromagnetic materials.

[0032] Assume that there is a virtual plane which includes end section 115b of rotor iron-core 115 on the compressor mechanism side and is generally orthogonal to the axial core of main shaft section 116. Main bearing 120 is structured so as not to cross with this virtual plane.

[0033] An operation of the compressor discussed above is demonstrated hereinafter. When a current runs through stator 113, rotor 114 spins shaft 104, and eccentric motion of eccentric shaft section 117 is transferred to piston 109 via connecting rod 108, thereby reciprocating piston 109 in compressing chamber 110. This operation sucks the refrigerant gas from the cooling system (not shown) to chamber 110, and compresses the gas, then discharges the gas to the cooling system again.

[0034] Lubricating mechanism 111 formed on shaft 104 pumps up lubricant oil 112, which is then discharged from an upper end of shaft 104.

[0035] Permanent magnet 115a built in rotor iron-core 115 is made of, e.g. rare-earth material having intense magnetic force, so that it produces extraordinary intense magnetic attraction at a place where a distance between rotor 114 and stator 113 is small.

[0036] However, when shaft 104 of this structure receives an unbalanced load caused by the magnetic attraction generated between rotor 114 and stator 113, a distance between two fulcrums is approx. doubled comparing with the conventional structure discussed previously. Because in the case of the conventional structure, the single-sided bearing receives the unbalanced load at its upper and lower ends as the fulcrums arranged in the diagonal direction with respect to the center axis of shaft 104 placed in the inner wall of the main bearing. On the other hand, a double-sided bearing employed in the structure of the first embodiment receives the unbalanced load at its inner wall end on the counter side to the sub-bearing and at an inner wall end of the sub-bearing on the counter side to the main bearing along a diagonal direction with respect to the axis center of shaft 104.

[0037] The extension of the distance between the fulcrums reduces a slant angle of shaft 104 within the bearing, so that shaft 104 scarcely hits against the bearing. As a result, sliding loss due to the hitting can be prevented and the compressor can maintain efficient operation. At the same time, a sliding noise due to the hitting can be suppressed, so that a compressor with a lower noise is obtainable. The load to shaft 104 in operation is received at eccentric shaft section 117 (fulcrum) as a center, to which a compressing load from piston 109 is applied, and upper and lower ends, so that the load can be distributed generally even to this fulcrum. Comparing with the single-sided bearing, in which the load concentrates on its one end, the sliding face of shaft 104 has better reliability.

[0038] Shaft 104 receives the load in operation at its wide area with little interference with the bearing, so that contact pressure of main bearing 120 and sub bearing 121 lowers, which can shorten the length of main bearing 120. As a result, the total height of the compressor can be lowered.

Further, a reduction of the sliding length can lower viscosity resistance at the sliding section, so that the efficiency is improved.

[0039] Main bearing 120 is integrally formed with cylinder block 105, i.e. made of cast-iron that is iron-based material, however, since bearing 120 is placed so as not to touch at rotor iron-core 115, the magnetic flux of permanent magnet 115a built in iron-core 115 seldom interferes with main bearing 120. As a result, eddy-current loss scarcely occurs in the main bearing, and the higher efficiency can be expected.

[0040] Motor unit 103 is inverter-driven, so that it is driven at a high frequency such as 70-80 Hz in response to the load. At that time, motor unit 103 produces strong magnetic attraction, which tends to slant shaft 104; however, since shaft 104 is supported by the double-sided bearing, i.e. main bearing 120 and sub bearing 121, shaft 104 is prevented from slanting, and at the same time, sliding loss can be reduced. As a result, the compressor can maintain efficient operation, and prevent the shaft from hitting against the bearing, so that the reliability can be improved.

[0041] When motor unit 103 is driven at a low frequency such as 30 Hz, the double-sided bearing structure prevents shaft 104 from slanting because shaft 104 is supported by main bearing 120 and sub bearing 121, so that the sliding loss can be reduced. Thus use of lubricant oil 112 of low viscosity such as 5-10 [cst] can assure the reliability.

[0042] Stator 113 includes plural teeth 113b radially formed in iron-core 113a, and windings are provided to teeth 113b via insulating member 113c. This structure eliminates a coil-end which is needed in the distributed winding structure. As a result, the total heights of stator 113 and rotor 114 can be lowered, so that the total height of the compressor can be further lowered. The low profile of stator 113 and rotor 114 facilitates uniforming the clearance between stator 113 and rotor 114. As a result, the magnetic attraction rarely occurs, so that an increase of an input current due to interference between stator 113 and rotor 114 as well as an increase of a noise can be avoided.

[0043] In this embodiment, connecting rod 108 is used as the linking means for coupling the piston with the eccentric shaft; however, a ball joint or a Scotch yoke can be used as the linking means.

Exemplary Embodiment 2

[0044] FIG. 2 shows a vertical sectional view of a compressor in accordance with the second exemplary embodiment of the present invention. Similar elements to those in the first embodiment have the same reference marks, and the detailed descriptions thereof are omitted here. In FIG. 2, motor unit 203 is a two-pole synchronous motor comprising the following elements:

[0045] stator 213 formed of a stator iron-core wound with windings, the iron-core being formed by laminating electromagnetic steel sheets, and

[0046] rotor 214 formed of rotor iron-core 215 equipped with a secondary conductor, iron-core 215 being formed by laminating electromagnetic steel sheet.

[0047] Rotor iron-core 215 incorporates permanent magnet 215a made of, e.g. neodymium of rare-earth magnet, iron, boron-based ferromagnetic materials. Other structures remain unchanged as the first embodiment.

[0048] An operation of the foregoing compressor is demonstrated hereinafter. Motor unit 203 starts working as an induction motor, and when it comes around the synchronizing rpm, synchronous pull-in is carried out for synchronous operation.

[0049] Since permanent magnet 215a is made of ferromagnetic material having intense magnetic force, it produces extraordinary intense magnetic attraction at the place where a clearance between rotor 214 and stator 213 is small. However, the same structure as that in the first embodiment can overcome this problem. As a result, highly efficient operation of the synchronous motor is advantageously used for obtaining high energy efficiency. At the same time, the shaft of the compressor is prevented from hitting the bearing due to slant, so that the reliability can be improved.

Exemplary Embodiment 3

[0050] FIG. 3 shows a vertical sectional view of a compressor in accordance with the third exemplary embodiment of the present invention. Similar elements to those in the first embodiment have the same reference marks, and the detailed descriptions thereof are omitted here.

[0051] In FIG. 3, enclosed container 101 accommodates compressor mechanism 302 and motor unit 303 that drives this compressor mechanism. Cylinder block 305 of compressor mechanism 302 is made from cast-iron and forms cylindrical compressing chamber 110. Main bearing 320 for rotatably supporting main shaft section 116 of shaft 104 and sub-bearing 121 for rotatably supporting sub-shaft section 118 are rigidly mounted to cylinder block 305.

[0052] Motor unit 303 comprising stator 113 and rotor 314 is an inverter-driven motor that is driven at plural frequencies. Rotor 314 is fixed to main-shaft section 116 of shaft 104 and includes permanent magnet 315a built in rotor iron-core 315. Permanent magnet 315a is made of, e.g. rare-earth magnet such as neodymium, iron, boron-based ferromagnetic materials. Rotor iron-core 315 has hollow bore 306 at its end face on compressor mechanism 302 side. Main bearing 320 is made from aluminum alloy which is non-magnetic material, and extends into bore 306.

[0053] An operation of the foregoing compressor is described hereinafter. When a current runs into stator 113, rotor 314 spins shaft 104, and eccentric motion of eccentric shaft section 117 is transferred to piston 109 via connecting rod 108, so that piston 109 reciprocates in compressing chamber 110. This operation sucks refrigerant gas supplied from a cooling system (not shown) into compressing chamber 110, then compresses the gas, and discharges the gas into the cooling system again. Lubricating mechanism 111 formed on shaft 104 pumps up lubricant oil 112, which is then discharged from an upper end of shaft 104.

[0054] Permanent magnet 315a built in rotor iron-core 315 is made of, e.g. rare-earth material having intense magnetic force, so that it produces extraordinary intense magnetic attraction at a place where a clearance between rotor 314 and stator 113 is small.

[0055] When shaft 104 of this structure receives an unbalanced load caused by the magnetic attraction generated between rotor 314 and stator 113, a distance between two fulcrums becomes far longer than that of the conventional structure discussed previously. On top of that, since main bearing 320 extends into bore 306, the distance between the fulcrums becomes further longer. Because in the case of the conventional structure, the single-sided bearing receives the unbalance load at its upper and lower ends as fulcrums arranged in the diagonal direction with respect to the center axis of shaft 104 placed in the inner wall of the main bearing. On the other hand, the double-sided bearing employed in this third embodiment receives the unbalanced load at the following two fulcrums: its inner wall end on the counter side to the sub-bearing and at an inner wall end of the sub-bearing on the counter side to the main bearing along a diagonal direction with respect to the axis center of shaft 104.

[0056] The extension of the distance between the fulcrums reduces a slant angle of shaft 104 within the bearing, so that shaft 104 scarcely hits against the bearing. As a result, sliding loss due to the hitting can be prevented and the compressor can maintain efficient operation. At the same time, a sliding noise due to the hitting can be suppressed, so that a compressor with a lower noise is obtainable. The load to shaft 104 in operation is received at eccentric bearing 117 (fulcrum) as a center, to which a compressing load from piston 109 is applied, and upper and lower ends, so that the load can be distributed generally even to this fulcrum. In comparison with the single-sided bearing, in which the load concentrates on its one end, the sliding face of shaft 104 has better reliability.

[0057] Since main bearing 320 is made of aluminum alloy, i.e. non-magnetic material, permanent magnet 315a built in rotor iron-core 315 does not produce eddy-current. Thus eddy-current loss can be eliminated, and high efficiency can be achieved.

[0058] Motor unit 303 is inverter-driven, so that it is driven at a high frequency in response to the load. At that time, motor unit 303 produces strong magnetic attraction, which tends to slant shaft 104; however, since shaft 104 is supported by the double-sided bearing, i.e. main bearing 320 and sub bearing 121, shaft 104 is prevented from slanting, and at the same time, sliding loss can be reduced. As a result, the compressor can maintain efficient operation, and prevent the shaft from hitting against the bearing, so that the reliability can be improved.

[0059] Stator 113 includes plural teeth 113b radially formed in iron-core 113a, and windings 113d are provided to teeth 113b via insulating member 113c. This structure eliminates a coil-end which is needed in the distributed winding structure. As a result, total heights of stator 113 and rotor 314 can be lowered, so that the total height of the compressor can be further lowered. The low profile of stator 113 and rotor 314 facilitates uniforming the clearance between stator 113 and rotor 314, and as a result, the magnetic attraction rarely occurs, so that an increase of an input current due to interference as well as an increase of noise can be avoided.

Exemplary Embodiment 4

[0060] FIG. 4 shows a vertical sectional view of a compressor in accordance with the fourth exemplary embodiment

of the present invention. Similar elements to those in the third embodiment have the same reference marks, and the detailed descriptions thereof are omitted here.

[0061] In FIG. 4, motor unit 403 is a two-pole synchronous motor comprising the following elements:

[0062] stator 213 formed of a stator iron-core wound with windings, the iron-core being formed by laminating electromagnetic steel sheets, and

[0063] rotor 414 formed of rotor iron-core 415 equipped with a secondary conductor, iron-core 415 being formed by laminating electromagnetic steel sheets,

[0064] Rotor iron-core 415 incorporates permanent magnet 415a made of, e.g. neodymium of rare-earth magnet, iron, boron-based ferromagnetic materials. Other structures remain unchanged as the third embodiment.

[0065] An operation of the foregoing compressor is demonstrated hereinafter. Motor unit 403 starts working as an induction motor, and when it comes near the synchronizing rpm, synchronous pull-in is carried out for synchronous operation. Since permanent magnet 415a is made of ferromagnetic material having intense magnetic force, it produces extraordinary intense magnetic attraction at the place where a clearance between rotor 414 and stator 213 is small.

[0066] However, the same structure as that in the third embodiment can overcome this problem. As a result, highly efficient operation of the synchronous motor is advantageously used for obtaining high energy efficiency. At the same time, the shaft of the compressor is prevented from hitting the bearing caused by the slant, so that the reliability can be improved.

What is claimed is:

1. An electric compressor comprising:

- (a) a motor unit including a stator with a winding, and a rotor with a rotor iron-core and a permanent magnet;
- (b) a compressor mechanism driven by the motor unit and including:
 - (b-1) a shaft including an eccentric shaft section, a main shaft section and a sub shaft section, the main shaft section and the sub shaft section sandwiching the eccentric shaft section vertically and being placed coaxially;
 - (b-2) a cylinder block including a compressing chamber;
 - (b-3) a main bearing, disposed in the cylinder block such that the main bearing crosses with an axial core of the compressing chamber at right angles, for rotatably supporting the main shaft section;
 - (b-4) a sub bearing, disposed in the cylinder block, for rotatably supporting the sub shaft section;
 - (b-5) a piston for reciprocating in the compressing chamber;
 - (b-6) a linking means for coupling the piston with the eccentric shaft section; and

(c) an enclosed container for pooling lubricant oil and accommodating the motor unit and the compressor mechanism.

2. The compressor of claim 1, wherein the main bearing does not cross with a plane which includes an end section of rotor iron-core on the compressor mechanism side and is orthogonal to an axial core of the main shaft section.

3. The compressor of claim 2, wherein the main bearing is made of iron-based material.

4. The compressor of claim 1, wherein the rotor iron-core has a hollow bore at its end section on the compressor mechanism side, and the main bearing extends into the bore.

5. The compressor of claim 4, wherein the main bearing is made of non-magnetic material.

6. The compressor of claim 1, wherein the permanent magnet is made of rare-earth material.

7. The compressor of claim 1, wherein the motor unit is driven at a plurality of frequencies including a frequency not lower than a commercial power frequency.

8. The compressor of claim 1, wherein the stator includes a plurality of teeth, and the winding is wound on the teeth via insulating material.

9. The compressor of claim 1, wherein the motor unit starts working as an induction motor, and when its rotation becomes near a synchronizing rotation, synchronous pull-in is carried out for synchronous operation.

* * * * *